

⑪ 公開特許公報 (A)

平3-134279

⑤Int.Cl.⁵
F 04 C 2/10識別記号
3 4 1 E
3 2 1 B府内整理番号
6826-3H
6826-3H

④公開 平成3年(1991)6月7日

審査請求 未請求 請求項の数 5 (全13頁)

⑥発明の名称 トロコイド型オイルポンプ

⑦特願 平1-271489

⑧出願 平1(1989)10月20日

⑨発明者 小林 重実 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑩発明者 戎井 直樹 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑪発明者 野村 雅己 群馬県桐生市広沢町1丁目2757番地 株式会社山田製作所内

⑫発明者 外丸 昇 群馬県桐生市広沢町1丁目2757番地 株式会社山田製作所内

⑬出願人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号

⑭出願人 株式会社山田製作所 群馬県桐生市広沢町1丁目2757番地

⑮代理人 弁理士 岩堀 邦男

明細書

1. 発明の名称

トロコイド型オイルポンプ

2. 特許請求の範囲

(1) 吐出ポート側から吸入ポート側に向かう減圧溝の先端を略噛合いピッチライン上とし、その減圧溝の後端を噛合いピッチラインより外方位で吐出ポートに連通可能に設けたことを特徴としたトロコイド型オイルポンプ。

(2) 最大容積の空隙部が形成されるポート間仕切部より吐出ポートに向かう棒状減圧溝の先端を、空隙部の最大容積位置における吐出側の歯接触点位置から回転方向の次の歯接触点位置までの角度範囲で、略噛合いピッチライン上とし、棒状減圧溝の先端より後方に向かう方向を前記歯接触点位置のインナーロータの歯の回転前側の変曲点における法線方向を略向くようにし、その棒状減圧溝の後端を噛合いピッチラインより外方位で吐出ポート始端に連通可能に設けたことを特徴としたトロコイド型オイルポンプ。

(3) 最大容積の空隙部が形成されるポート間仕切部より吐出ポートに向かう第1外周包囲状減圧溝の先端を、空隙部の最大容積位置における吐出側の歯接触点位置から回転方向の次の歯接触点位置までの角度範囲で、略噛合いピッチライン上とし、その第1外周包囲状減圧溝の後端を吐出ポートの外周壁面に連通可能に設け、その第1外周包囲状減圧溝は、前記歯接触点位置のインナーロータの歯の回転前側の変曲点における法線方向を略向くようにした法線方向溝部と、吐出ポートの外周壁面個所に略沿う形状をなした外周壁位置溝部とからなることを特徴としたトロコイド型オイルポンプ。

(4) 最大容積の空隙部が形成されるポート間仕切部より吐出ポートに向かうL形状減圧溝の先端を、空隙部の最大容積位置における吐出側の歯接触点位置から回転方向の次の歯接触点位置までの角度範囲で、略噛合いピッチライン上とし、そのL形状減圧溝の後端を噛合いピッチラインより外方位で吐出ポート始端に連通可能に設け、そ

のし形状減圧溝は、放射方向に向かう放射方向溝部と、吐出ポートの外周壁面と略同等周上の周状溝部とからなることを特徴としたトロコイド型オイルポンプ。

(5) 最大容積の空隙部が形成されるポート間仕切部より吐出ポートに向かう第2外周包囲状減圧溝の先端を、空隙部の最大容積位置における吐出側の歯接触点位置から回転方向の次の歯接触点位置までの角度範囲で、略噛合いピッチライン上とし、その第2外周包囲状減圧溝の後端を吐出ポートの外周壁面に連通可能に設け、その第2外周包囲状減圧溝は、放射方向に向かう放射方向溝部と、吐出ポートの外周壁面個所に略沿う形状をなした外周壁位置溝部とからなることを特徴としたトロコイド型オイルポンプ。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明は、ロータ室内におけるキャビテーションによる不都合を著しく緩和し、騒音を防止し、且つ侵食作用を回避できるトロコイド型オイルポン

ル中に含有されていた気体が気泡となって現れる所謂キャビテーション現象が生じていた。

一方、吐出ポートにおけるオイルは常時正圧（約4乃至約5kgf/cm²）であり、且つ吐出ポートの始点に達した直後の空隙部内のオイルは負圧でしかも前記気泡の発生により収縮性を有するため、吐出ポート内のオイルが急激に逆流する状態となり、これがポンプ作動時に間断無く繰り返されると、特に、吐出ポートに近接したポート間仕切部端箇所が侵食されて、騒音が発生するのみならず、空隙部の密封性が劣下し、ひいてはポンプの機能に悪影響を及ぼす不都合があった。

これらの理由から、特開昭61-108884号（同公報に記載された図面の一部で、第31図参照）のように、吐出ポートの始点側より反回転方向に弧状に溝を設けたものが存在したり、或いは、特開昭63-131878号（同公報に記載された図面の一部であり、第32図参照）のように、最大容積のポンピングチャンバと吐出ポートとを連通するようにしたものが開発されている。

ンプに関する。

〔従来の技術〕

従来より、トロコイド歯に形成したアウターロータとインナーロータよりなるトロコイド型オイルポンプは、自動車等のエンジン潤滑系統にオイルを圧送するものとして、特にギヤ型オイルポンプよりも構造が小型で、低騒音である等の利点があり、一般の量産エンジンでは、多く使用されている。

そのトロコイド型オイルポンプでは、ケーシングのロータ室内においてアウターロータにインナーロータが内接して複数の空隙部が形成されるがそれぞれの空隙部の容積がアウターロータ及びインナーロータが一回転する間に大小に変化し吸入ポート側でオイルを吸入し、吐出ポート側でオイルを吐き出すものである。

ところで吸入ポートより、オイルを吸入した空隙部が吐出ポートに向かって回転し、吸入ポートと吐出ポートとの中間に達したときに容積が最大となり、空隙部内のオイルは、負圧となり、オイ

〔発明が解決しようとする課題〕

しかるに、両者共に、依然としてキャビテーションが生ずる弊害があり、吐出ポートに近接したポート間仕切部端箇所が侵食されて、騒音が発生するのみならず、空隙部の密封性が劣下し、ひいてはポンプの機能に悪影響を及ぼす不都合があった。そのキャビテーションは、回転数が増加するにつれて吸入側と吐出側との圧力差が大きくなればなるほど、必然的に生ずるものであり、これを回避することが課題であるが、他面、ポンプ効率を低下させることなく、キャビテーションによる不都合を最小限度にすることも大きな解決課題であった。さらに、これらを、特に、簡単なる構成によって解決すべき課題があった。

〔課題を解決するための手段〕

そこで発明者は、前記課題を解決すべく、鋭意研究を重ねた結果、その発明を、吐出ポート側から吸入ポート側に向かう減圧溝の先端を略噛合いピッチライン上とし、その減圧溝の後端を噛合いピッチラインより外方位置で吐出ポートに連

通可能に設けたトロコイド型オイルポンプとしたことにより、ロータ室内にキャビテーションが発生しても、そのキャビテーションによるポンプ内部の侵食を殆ど防止し、ひいてはポンプの耐久性を向上させ、キャビテーションによる騒音を最小限にでき、上記課題を解決したものである。

(作用)

本発明のトロコイド型オイルポンプを駆動させると、このとき、空隙部の最大容積位置におけるオイルであっても、これが、減圧溝の基部側にインナーロータの回転力にて押圧され、これによって、吐出ポートからの逆流する減圧されたオイルの圧力をさらに低下させ、最大容積の空隙部内のキャビテーションを徐々に消滅させるように働き又はキャビテーションを発生させないような圧力にし、これらによって、ポンプ内部の侵食を殆ど防止し、ひいてはポンプの耐久性を向上させ、キャビテーションによる騒音を防止できるように作用する。

(実施例)

ロータ2は、一歯分遅れて回転する関係に構成されている。特に、本発明では、インナーロータ3がアウターロータ2よりも一歯分だけ常に回転が早くなっていることも、後述するように、効果を奏する大きな条件となっている。またインナーロータ3は、何れの回転角度であっても常にインナーロータ3の歯先がアウターロータ2の歯先又は歯底に接触し、インナーロータ3の隣接する歯先とアウターロータ2との間に複数の空隙部S、S₁…が形成され、それぞれの空隙部Sが1回転中に、大きくなったり、小さくなったりして吸入、吐出が行われる(第1図、第2図参照)。

前記ポンプボディーA₁のロータ室1の円形面1aの上下両側(第1図、第2図において上下、第4図において左右側参照)には、吸入ポート4及び吐出ポート5がそれぞれ形成され、その間にポート間仕切部6、6が形成されている。その吸入ポート4には、吸入口4aが、また吐出ポート5には、吐出口5aがそれぞれケーシングAの外方に通するように構成されている(第1図、第5

以下、本発明の実施例を第1図乃至第30図に基づいて説明する。

ケーシングAは、金属材(例えば、アルミダイキャスト等)にて分割可能に構成され、内部には偏平円筒中空状のロータ室1が形成されている。具体的には、ケーシングAは、第3図に示すように、ポンプボディーA₁とポンプカバーA₂との2つの部分とからなり、そのポンプボディーA₁に凹部が形成され(第5図参照)、該ポンプボディーA₁にポンプカバーA₂を接合されたときに、その偏平円筒中空としてロータ室1が構成される。該ロータ室1内にはアウターロータ2とインナーロータ3とが内装されている。即ち、内歯を設けたアウターロータ2と、外歯を設けたインナーロータ3とが互いに歯合し、偏心してロータ室1に内装されている(第1図、第2図参照)。

そのアウターロータ2とインナーロータ3とは、歯がトロコイド曲線となっており、インナーロータ3の歯がアウターロータ2の歯数よりも一枚少なく、インナーロータ3が一回転するとアウター

図参照)。

そしてポート間仕切部6は、第5図に示すように、円形面1aの左右に存在するが、アウターロータ2とインナーロータ3とが、第1図、第2図、第4図において時計方向に回転し、且つ円形面1aの下側に吸入ポート4が、上側に吐出ポート5が形成されている場合には、その空隙部Sは、第4図において上側(第1図、第2図において左下側)のポート間仕切部6を通過するときに最大容積V_{max}となる。その第4図は、第1図、第2図の位置より時計方向に約120度回転され、空隙部Sの最大容積V_{max}を真上にして理解し易くしたものであり、さらに、具体的な空隙部Sの最大容積V_{max}は、アウターロータ2の中心O₂とインナーロータ3の中心O₃とを結んだ線上に、アウターロータ2の歯底中央位置2_o及びインナーロータ3の歯底中央位置3_oが存在した場合である(第2図参照)。

吐出ポート5側から吸入ポート4側に向かう減圧溝D、具体的には、最大容積V_{max}の空隙部

Sが形成されるポート間仕切部6より吐出ポート5に向かう減圧浅溝Dの先端は略噛合いピッチライン ℓ 上とされ、且つその先端は最大容積V_{max}位置での空隙部Sに連通不能に形成され、その減圧浅溝Dの後端を噛合いピッチライン ℓ より外方位置で吐出ポート5に連通可能に設けられている（第1図、第2図、第4図、第5図等参照）。その噛合いピッチライン ℓ とは、アウターロータ2とインナーロータ3とが噛合う軌跡ラインであり、本明細書において理解容易性のための造語であり、インナーロータ3の噛合いピッチ円よりも大きく、アウターロータ2の噛合いピッチ円よりも小さい円形状の概念を指す。

その減圧浅溝Dの実施例は複数存在し、棒状減圧浅溝7、第1外周包囲状減圧浅溝8、L形状減圧浅溝9及び第2外周包囲状減圧浅溝10等が存在し、これらは減圧浅溝Dの下位概念の溝である。

まず、棒状減圧浅溝7は、第4図に示すように、前記空隙部Sの最大容積V_{max}位置における吐出側（吐出ポート5側）の歯接触点T₁位置から回

吸入ポート4や吐出ポート5が設けられるような場合で、板厚も厚く形成されている場合である。

さらに、棒状減圧浅溝7の第3実施例では、ケーシングAのポンプボディーA₁とポンプカバーA₂とにそれぞれに形成される場合である（第30図参照）。

また、その棒状減圧浅溝7の深さは、一定の深さで、約0.数mm乃至数mm程度に形成され、且つ幅も一定に形成されたり（第6図参照）、或いは、深さは略一定とされ、且つ幅は後端側にゆくに従って次第に広くなるように形成されたり（第10図、第11図参照）、或いは、幅は略一定で、且つ深さは後端側にゆくに従って次第に深くなるように構成されることもある（第8図、第9図参照）。

また、歯接触点T₂を先端とした棒状減圧浅溝7の先端は、勿論、最大容積V_{max}なる空隙部Sには連通しないように構成されるが、これに隣接した空隙部Sには連通するように構成されことが好ましい（第7図参照）。ここで、吸入ポート4の終端位置を回転方向に延ばすこと、所謂、吸

転方向の次の歯接触点T₂位置までの角度θ範囲で、且つ噛合いピッチライン ℓ の略周上が先端位置とされ、しかも、前記歯接触点T₁又はT₂位置のインナーロータ3の歯面の回転前側の変曲点Cにおける法線n方向を略向くように形成され、その棒状減圧浅溝7の先端は最大容積V_{max}位置での空隙部Sに連通不能に形成され（第4図、第13図参照）、その棒状減圧浅溝7の後端は噛合いピッチライン ℓ より外方位置で吐出ポート5の始端に連通可能に設けられている。その棒状減圧浅溝7は直線状をなしているが、外側又は内側に僅かに弧状に形成されている溝も当然に含まれるものである（第8図参照）。

その減圧浅溝Dなる棒状減圧浅溝7の実施例も複数存在し、まず、その第1は、ケーシングAのポンプボディーA₁のみに形成される場合である（第3図参照）。

また、その棒状減圧浅溝7の第2実施例は、ケーシングAのポンプカバーA₂のみに形成される場合である。この場合には、ポンプカバーA₂に

入ポート4を通常位置より回転方向に振ることで（第1図参照）、アウターロータ2、インナーロータ3の最大容積V_{max}の空隙部Sと吸入ポート4とを連通状態にして吸入側のオイルの吸入効率を高めることができ、このようにした吸入ポート4に合わせて、吐出ポート5も回転方向に振られるものであり、これは、歯接触点T₁より歯接触点T₂側に近づくことを指すものである。このようにするのは、特に高速回転用のためである。

第12図に示したものは、棒状減圧浅溝7の基部側をケーシングAの部材までも抉るようにして広げて、拡大基部7aを形成した実施例である。該拡大基部7aの形成にてアウターロータ2の外周とケーシングAとがオイルが充満されそれら相互の潤滑性を良好にならしめる作用をなす。

第15図に示したものは、前記棒状減圧浅溝7に替わる第1外周包囲状減圧浅溝8であり、前記歯接触点T₁又はT₂位置のインナーロータ3の歯面の回転前側の変曲点Cにおける法線n方向を略向くようにした法線方向溝部8aと、吐出ポー

ト5の外周壁面5 b個所に略沿う形状をなした外周壁位置溝部8 bとから構成されている。これらによって、空隙部Sの最大容積V_{max}位置における吐出側の歯接触点T₁位置から回転方向の次の歯接触点T₂位置までの角度θ範囲で、且つ噛合いピッチラインとの略周上とした先端位置と、吐出ポート5の外周壁面とが連通可能に形成されている。連通状態を保持するのには、円形部1 a面に、前記外周壁位置溝部8 b端より吐出ポート5に連通する溝が形成され、これを含めて外周壁位置溝部8 bと称する。また、該外周壁位置溝部8 bは孔状にして形成することもある。さらには、前記棒状減圧溝7と同様に、ポンプボディーA₁のみに設ける場合や、ポンプカバーA₂のみに設ける場合や、さらには、ポンプボディーA₁及びポンプカバーA₂の両方に第1外周包囲状減圧溝8を設ける場合がある。

このようにした減圧溝Dなる第1外周包囲状減圧溝8の法線方向溝部8 aは、少なくともポート間仕切部6箇所に存在するように設けられて

容積V_{max}なる空隙部Sには、連通しないように構成されている。具体的には、歯接触点T₁を先端としたL形状減圧溝9の先端は、最大容積V_{max}なる空隙部Sには連通しないように構成され、また、歯接触点T₂を先端としたL形状減圧溝9の先端は、勿論、最大容積V_{max}なる空隙部Sには連通しないように構成されるが、これに隣接した空隙部Sには連通するように構成されることが好ましい。第23図に示したもののは、L形状減圧溝9の周状溝部9 bの吐出ポート5側をケーシングAの部材までも抉るようにして広げて、拡大部9 bを形成した実施例である。

第26図乃至第28図に示したものは、前記L形状減圧溝9に替わる第2外周包囲状減圧溝10であり、前記歯接触点T₁又はT₂位置のインナーロータ3において放射方向を向く放射方向溝部10 aと、吐出ポート5の外周壁面5 b個所に略沿う形状をなした外周壁位置溝部10 bとから構成されている。これらによって、空隙部Sの最大容積V_{max}位置における吐出側の歯接触点T₁

いる。その第1外周包囲状減圧溝8の先端は最大容積V_{max}位置での空隙部Sに連通不能に形成されている。

減圧溝Dの第3の実施例としてL形状減圧溝9が第18図乃至第23図のように示されている。該L形状減圧溝9前記空隙部Sの最大容積V_{max}位置における吐出側(吐出ポート5側)の歯接触点T₁位置から回転方向の次の歯接触点T₂位置までの角度θ範囲で、且つ噛合いピッチラインとの略周上が先端位置とされ、しかも、前記歯接触点T₁又はT₂位置のインナーロータ3において放射方向を向く放射方向溝部9 aと、前記吐出ポート5の外周壁面5 bと略同等周上の周状溝部9 bとから形成されてL形状減圧溝9として構成されている。その放射方向溝部9 aは直線状をなしているが、外側又は内側に僅かに弧状に形成されている溝も当然に含まれるものである。また、該L形状減圧溝9の溝形状や取付位置等については前記棒状減圧溝7と同様である。

さらに、L形状減圧溝9の先端は、前記最大

位置から回転方向の次の歯接触点T₂位置までの角度θ範囲で、且つ噛合いピッチラインとの略周上とした先端位置と、吐出ポート5の外周壁面5 bとが連通可能に形成されている。連通状態を保持するのには、円形部1 a面に、前記外周壁位置溝部10 b端より吐出ポート5に連通する溝が形成され、これを含めて外周壁位置溝部10 bと称する。また、該外周壁位置溝部10 bは孔状にして形成することもある。また、また、第2外周包囲状減圧溝10の溝形状や取付位置等については前記棒状減圧溝7と同様である。さらに、第2外周包囲状減圧溝10の先端は、前記最大容積V_{max}なる空隙部Sには、連通しないように構成されている。具体的には、歯接触点T₁を先端としたL形状減圧溝9の先端は、最大容積V_{max}なる空隙部Sには連通しないように構成され、また、歯接触点T₂を先端としたL形状減圧溝9の先端は、勿論、最大容積V_{max}なる空隙部Sには連通しないように構成されるが、これに隣接した空隙部Sには連通するように好適には構成され

るている。このようにした減圧浅溝Dなる第2外周包囲状減圧浅溝10の放射方向溝部10aは、少なくともポート間仕切部6箇所に存在するよう設けられている。

11は駆動軸であって、前記インナーロータ3の中心位置に固着され、その駆動軸11の一端は、ロータ室1よりケーシングAの外部に貫通され、ケーシングAの外部のエンジン、モータ等の動力源にて駆動され、アウターロータ2及びインナーロータ3が回転する。

このトロコイド型オイルポンプの作用について説明すると、まず、空隙部Sが最大容積V_{max}になったときには、負圧状態の圧力P₁となる（第13図参照）。このとき負圧状態の流体より内部に含有する空気等の気体がキャビテーション（気泡）となって発生する。さらに、具体的には、インナーロータ3の回転方向の背側位置が最大負圧になって、ここに多くのキャビテーションが発生する。そして、僅かに回転した後に、同状態の空隙部Sに対して、棒状減圧浅溝7の先端が連通す

る（第14図参照）。このときの棒状減圧浅溝7の圧力は正圧であるが、吐出ポート5の圧力よりも低くなっている。即ち、吐出ポート5の流体の圧力をP₂（正圧）、棒状減圧浅溝7内のオイルの圧力をP₃（正圧）とすると棒状減圧浅溝7がオリフィス効果として顕著に機能し、P₃ > P₂となっている。具体的には、P₃が約4～5kgf/cm²で、P₂の先端では、該4～5kgf/cm²よりもかなり低くなっている。すると、空隙部Sが棒状減圧浅溝7先端に達した瞬間に、該棒状減圧浅溝7のオイルの圧力P₃が、空隙部S内のオイルの圧力P₁（負圧）に作用し、空隙部S内のキャビテーションを崩壊又は消滅させることとなり、次に、その空隙部S内の流体の圧力は、今度はP₂（正圧）となり、さらに回転すると、空隙部Sが、吐出ポート5に達した瞬間に、吐出ポート5内の流体の圧力P₂（正圧）が、空隙部S内のオイルの圧力P₃に作用し、空隙部S内の圧力を増加させ（吐出ポート5側の圧力）、このときに、空隙部S内のオイルの圧力は、今度はP₁となり、この

圧力にて、順次、アウターロータ2とインナーロータ3との容積の減少工程にて空隙部S内の流体が吐出ポート5を介して吐出される。

図中12はリリーフ弁で、吐出口5aに連通して弁孔が設けられ、吐出圧が過大になったときのみ、弁体が可動して、過大圧をリークさせるようにしたものであり、吸入ポート4側に連通するように形成されている。13はエンジン側取付部材であり（第1図参照）、本発明のトロコイド型オイルポンプのポンプボディーA₁の外周に一体的に設けられている。

〔発明の効果〕

請求項1のような発明を構成したことにより、まず第1にロータ室1内にてキャビテーションによる悪影響を最小限にすることができるし、第2にその構造が極めて簡単にでき低価格にて提供することができるものである。

これらの効果について詳述すると、まず、減圧浅溝D個所先端の圧力P₃は、吐出ポート5の流体の圧力P₂よりも、正圧でかなり低い圧力にで

きる。これは、吐出ポート5内のオイルは浅溝のため、オリフィス効果としてかなり低い正圧にできるし、その減圧浅溝Dの後端を噛合いピッチライインより外方位置で吐出ポート5に連通可能に設けたことと、このトロコイド型オイルポンプでのインナーロータ3は常にアウターロータ2よりの一歯分だけ早く回転することの2つの理由とが相乗的に作用する。ここで、例えば、インナーロータ3の歯数が9枚で、アウターロータ2の歯数が10枚の場合で、インナーロータ3が3000rpm回転すると、アウターロータ2は約2700rpm回転となる。このことは、高速回転している場合のトロコイド型オイルポンプにおける最大容積V_{max}個所の空隙部S内のオイルは、常に、インナーロータ3の歯の回転前側に力が作用している。また、キャビテーションは、気泡であるため、オイルよりも密度が少ないため、どうしても、遠心力方向に反対側のインナーロータ3側に発生する（第13図、第15図参照）。

このようなことから、インナーロータ3による

高速の回転によって、その最大容積 V_{max} 個所の空隙部 S 内のオイル（キャビテーションが発生している）は負圧であるが、その質量は、物理学的には、前記噛合いピッチラインより外側位置側に押圧するように力が発生して、その減圧浅溝 D の基部側より先端側の空隙部 S 側に流入する圧力 P_z のオイルの浸入を阻止するように作用する（第13図参照）。これによって、棒状減圧溝 7 の先端個所では、格段と低い圧力（正圧）のオイルが、ポート間仕切部 6 の箇所で、最大容積 V_{max} となって空隙部 S 内に発生したキャビテーションに対して入り、圧力差が僅かとなることで、キャビテーションの崩壊時の衝撃も殆どなく、しかも、そのキャビテーションが崩壊時の音等も格段と減少し、ひいては、ポート間仕切部 6 箇所を侵食作用を確実に回避できる。従って、ポンプの機能に悪影響を及ぼすことを防止でき、ポンプの耐久力を増加させることができる。

以上のように、インナーロータ 3 の回転が速いことを条件に、その減圧浅溝 D の後端を噛合いビ

る法線 n 方向を略向くようにしたことと、インナーロータ 3 による高速の回転によって、その最大容積 V_{max} 個所の空隙部 S 内のオイル（キャビテーションが発生している）は負圧であるが、その質量は、物理学的には、インナーロータ 3 の歯面力にて棒状減圧浅溝 7 の長手方向に押圧するように合理的な力 F_1 が発生し、このときに、棒状減圧溝 7 の基部側から先端側の空隙部 S 側に流入する圧力 P_z のオイルの浸入を阻止するように作用する（第13図参照）。このような作用によって、前記請求項 1 の効果よりも一層優れた効果が期待できる。

次に、請求項 3 の発明においては、第1外周包囲状減圧浅溝 8 には、外周壁位置溝部 8 b が長く形成されることで、請求項 2 の場合の棒状減圧浅溝 7 の長さよりも長く形成されたこととなり、流路においてのオイルの摩擦損失によって圧力が低下し、第1外周包囲状減圧浅溝 8 の先端個所では、格段と低い圧力（正圧）のオイルにでき、最大容積 V_{max} となって空隙部 S 内に発生したキャビテ

ーションより外方位置で吐出ポート 5 に連通可能に設けこと、オリフィス効果のある減圧浅溝 D であることとが相乗的に作用することで、吐出ポート 5 の圧力より格段と低い減圧浅溝 D の先端個所の圧力（正圧）となって、キャビテーションを崩壊等させることで、急激な圧力差を生じせず、崩壊音の低音化、ポート間仕切部 6 の侵食作用の減少化、ポンプ耐久性の増加、ポンプ性能の効率化等の極めて重要な効果を發揮しうる。

このような効果を奏するための構成としては、単に、機械加工又は型成形にて棒状減圧溝 7 を形成したのみであり、部材の増加もなく、極めて安価に提供できる利点がある。

その歯接触点 T₁ 位置にした場合は、特に、高速回転（約 5000 rpm 以上）時に良好なる効果が期待できる。

次に、請求項 2 においては、請求項 1 の発明の減圧浅溝 D を棒状減圧浅溝 7 とし、該棒状減圧浅溝 7 の方向を、歯接触点 T₁ 又は T₂ 位置のインナーロータ 3 の歯面の回転前側の変曲点 C における

キャビテーションに対して入り、圧力差が僅かとなることで、キャビテーションの崩壊時の衝撃も殆どなくなつて、請求項 2 の発明よりも一層キャビテーションの不都合等を回避できる効果がある。

他の構成は、請求項 2 の発明と同様であり、これと同等の効果を發揮しうる。

次に、請求項 4 の発明のようにし形状減圧浅溝 9 を設けたことにより、トロコイド歯の丈が短く、トロコイド曲線の凹凸が滑らかになっている場合に効果的である。実際には、トロコイドの歯が多くなった場合に特に本発明が好適となり、歯面の変曲点位置における法線が殆ど放射方向（半径方向）を向くためである。

また、その歯接触点 T₂ 位置にした場合は、特に、高速回転（約 5000 rpm ）時に良好なる効果が期待できる。

次に、請求項 5 の発明においては、第2外周包囲状減圧浅溝 10 には、外周壁位置溝部 10 b が長く形成されることで、請求項 4 の場合の L 形状減圧浅溝 9 の長さよりも長く形成されたこととな

り、流路においてのオイルの摩擦損失によって圧力が低下し、第2外周包囲状減圧浅溝8の先端個所では、請求項4の場合よりは格段と低い圧力(正圧)のオイルにでき、最大容積 V_{max} となつて空隙部S内に発生したキャビテーションに対して入り、圧力差が僅かとなることで、キャビテーションの崩壊時の衝撃も殆どなくなって、請求項4の発明よりもキャビテーションの不都合等を一層回避できる効果がある。

他の構成は、請求項4の発明と同様であり、これと同等の効果を發揮しうる。

4. 図面の簡単な説明

図面は本発明の実施例を示すものであって、その第1図は本発明の一部断面とした正面図、第2図は第1図の要部正面図、第3図は第2図Ⅲ-Ⅲ矢視断面図、第4図は第2図の要部を拡大してさらに約120度時計方向に回転した状態の要部正面図、第5図はポンプボディーの斜視図、第6図は棒状減圧浅溝個所の斜視図、第7図は本発明の別の実施例の一部正面図、第8図は本発明の別の

実施例の要部正面図、第9図は第8図Ⅸ-Ⅸ矢視断面図、第10図は本発明の別の実施例の要部正面図、第11図は第10図Ⅺ-Ⅺ矢視断面図、第12図は棒状減圧浅溝の別の実施例の斜視図、第13図、第14図は本発明の作用状態を示す要部拡大図、第15図は本発明の別の実施例の要部拡大図、第16図は第15図の要部斜視図、第17図は第16図の別の実施例の斜視図、第18図は本発明の別の実施例の一部正面図、第19図は本発明の別の実施例の要部正面図、第20図は第19図V-V矢視断面図、第21図はL形状減圧浅溝の別の実施例の正面図、第22図は第21図Y-Y矢視断面図、第23図はL形状減圧浅溝の別の実施例の斜視図、第24図、第25図は本発明の作用状態を示す要部拡大図、第26図は本発明の別の実施例の要部拡大図、第27図は第26図の要部斜視図、第28図は第27図の別の実施例の斜視図、第29図はポンプカバーの斜視図、第30図は本発明の別の実施例の断面図、第31図、第32図は従来公知のトロコイド型オイルポンプ

の一部正面図である。

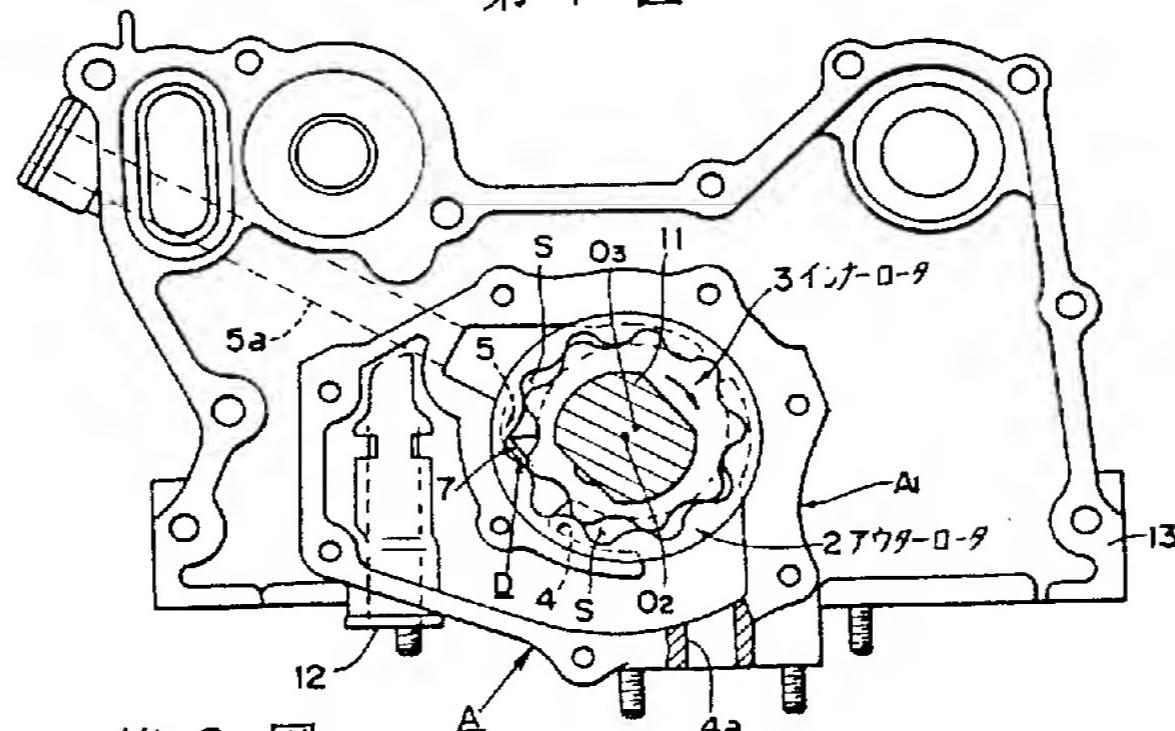
- D…減圧浅溝 S…空隙部、
- V_{max} …最大容積、 T_1 , T_2 …歯接触点、
- θ …角度、 2…アウターロータ、
- 3…インナーロータ、 ℓ …噛合いピッチライン、
- C…変曲点、 n…法線、
- 5…吐出ポート、 5b…外周壁面、
- 6…ポート間仕切部、 7…棒状減圧浅溝、
- 8…第1外周包囲状減圧浅溝、
- 8a…法線方向溝部、 8b…外周壁位置溝部、
- 9…L形状減圧浅溝、 9b…周状溝部、
- 9a, 10a…放射方向溝部、
- 10…第2外周包囲状減圧浅溝、
- 10b…外周壁位置溝部。

特許出願人 本田技研工業株式会社

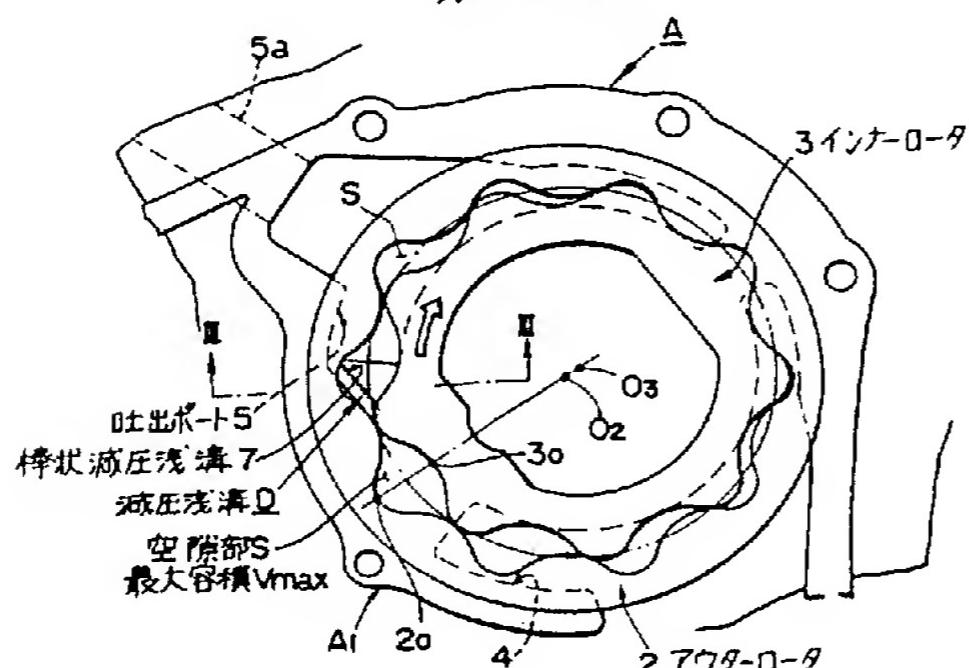
特許出願人 株式会社山田製作所

代理人 弁理士 岩堀邦男
代理士岩堀邦男之印

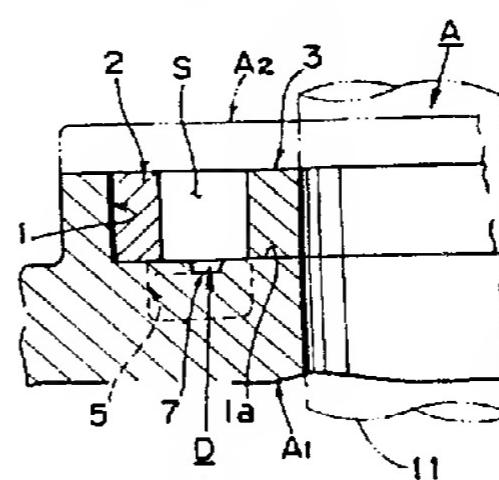
第1図



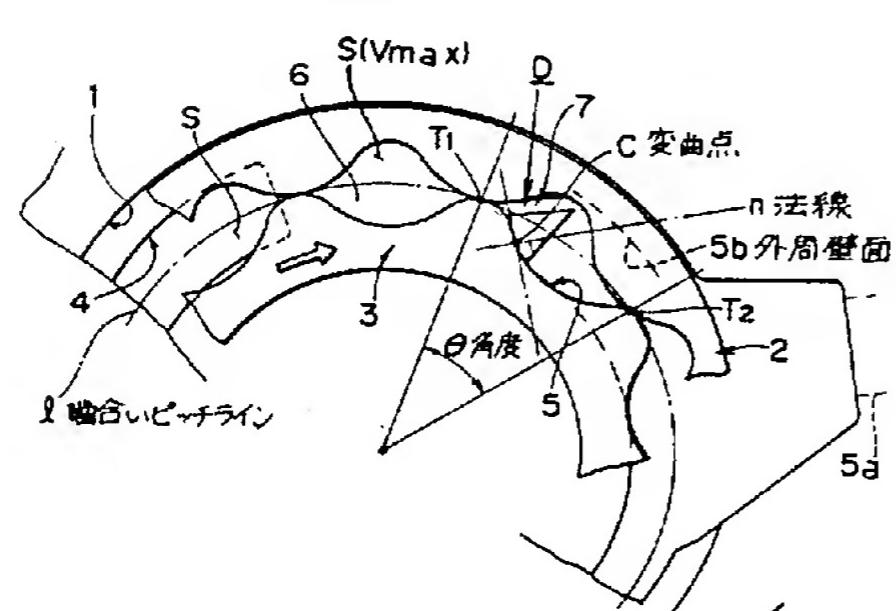
第2図



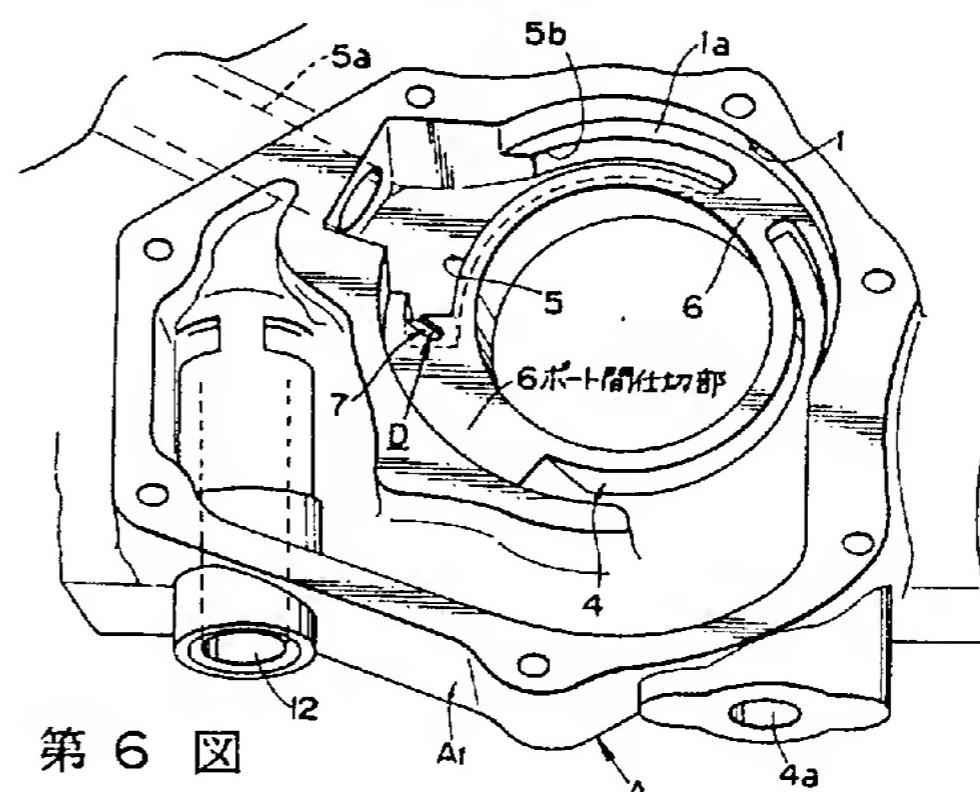
第3図



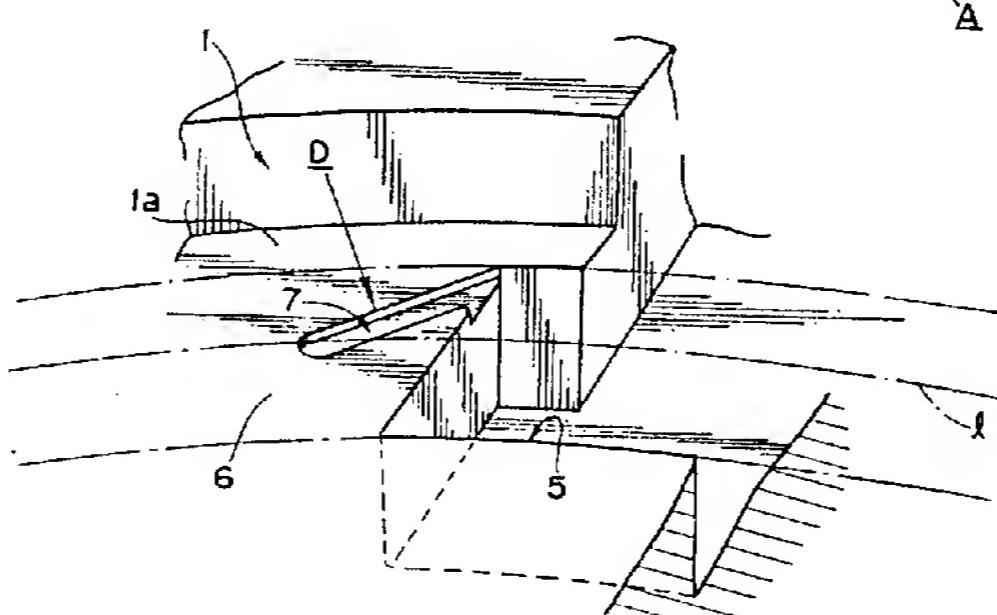
第4図

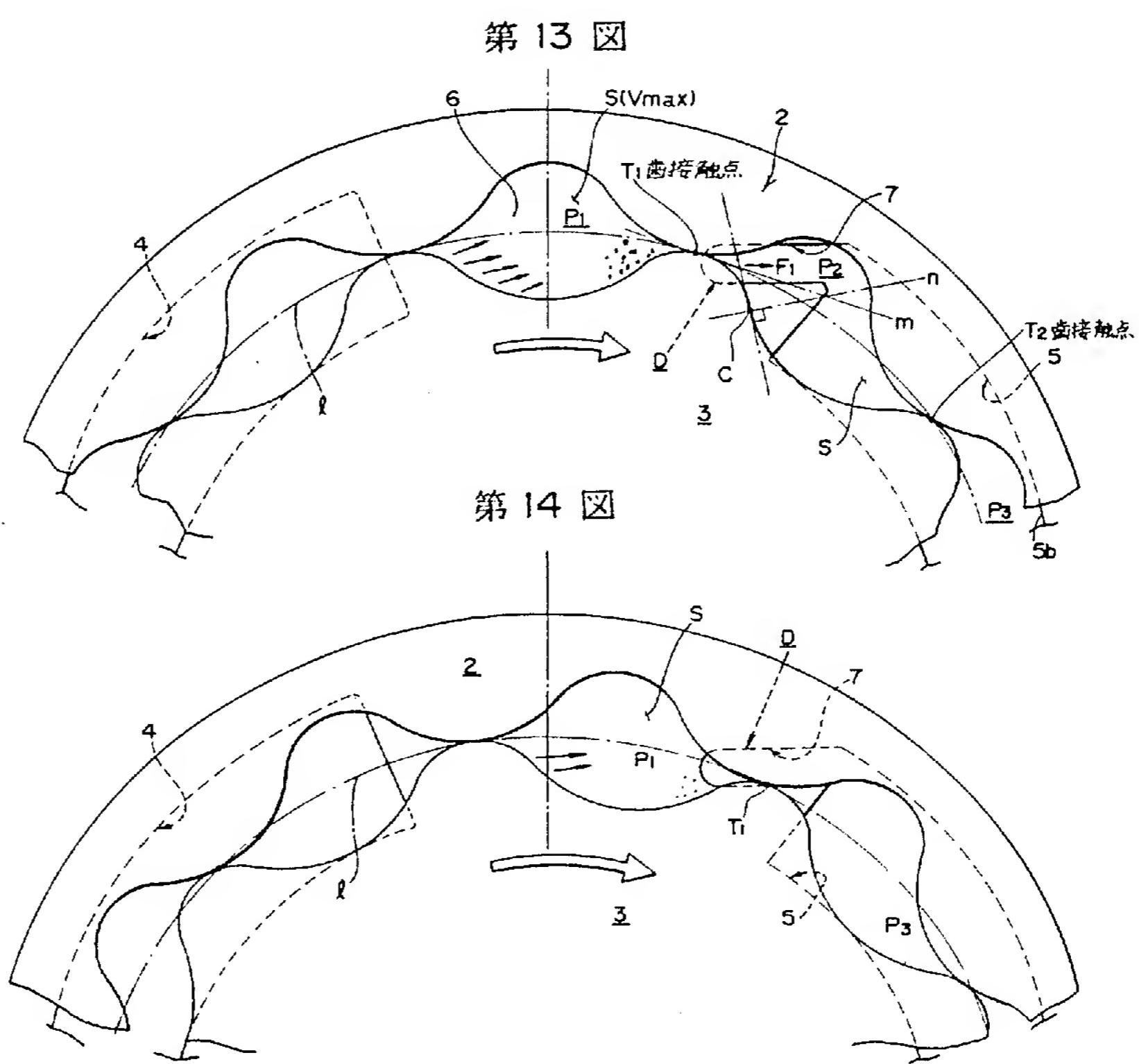
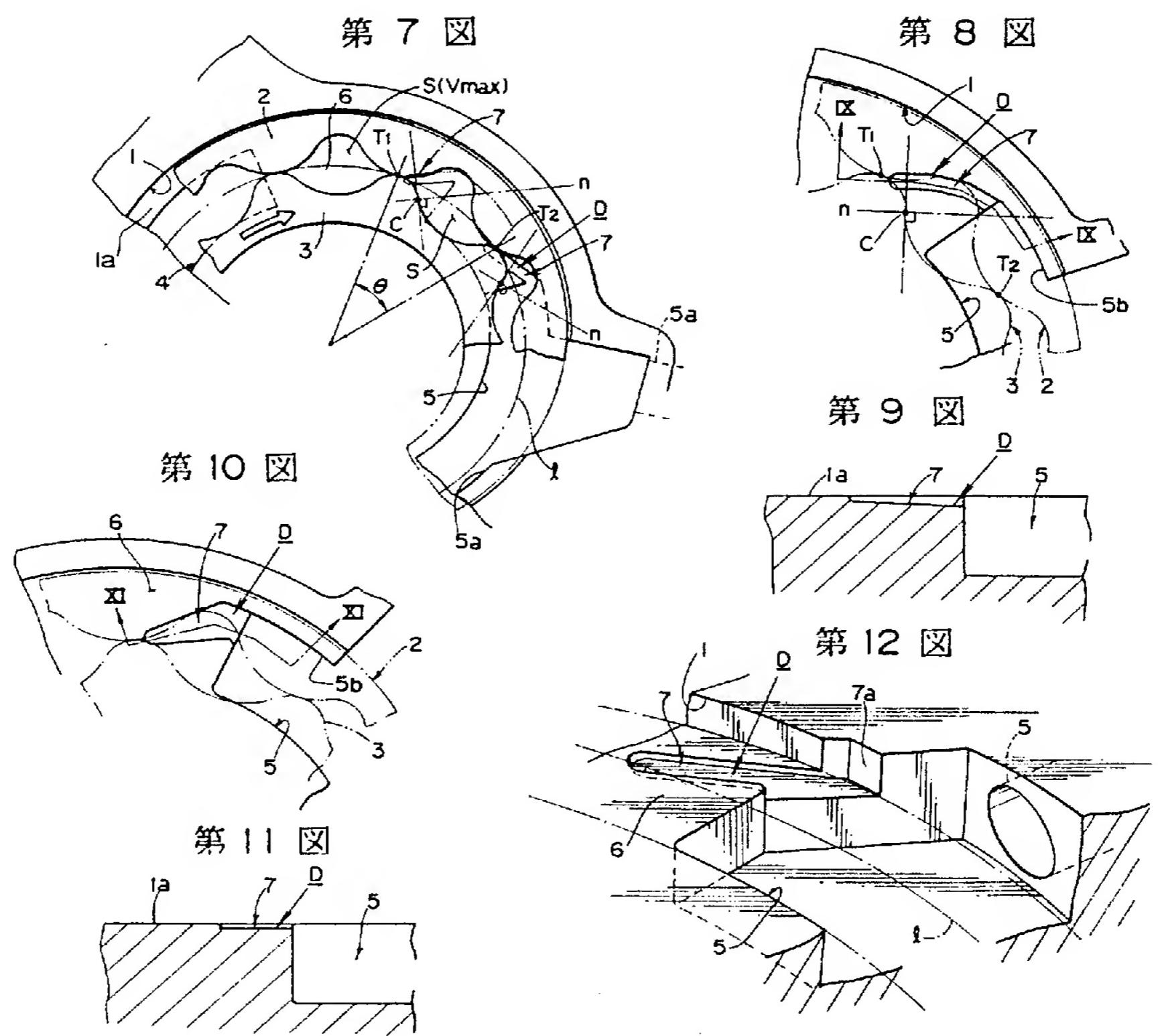


第5図

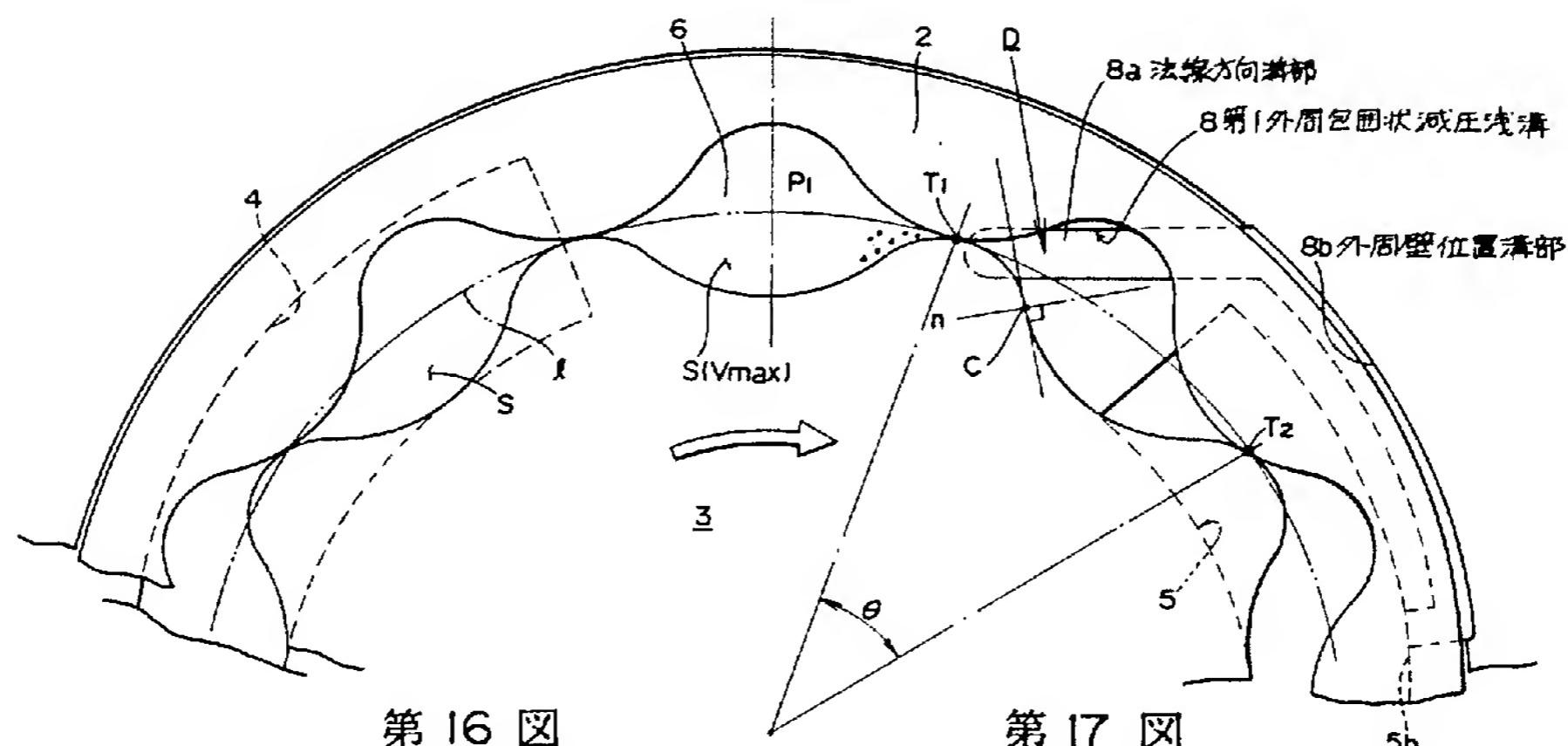


第6図

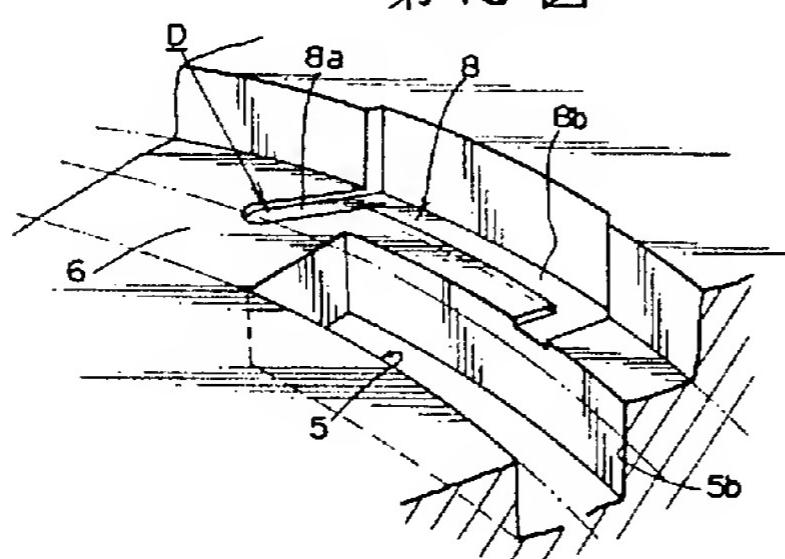




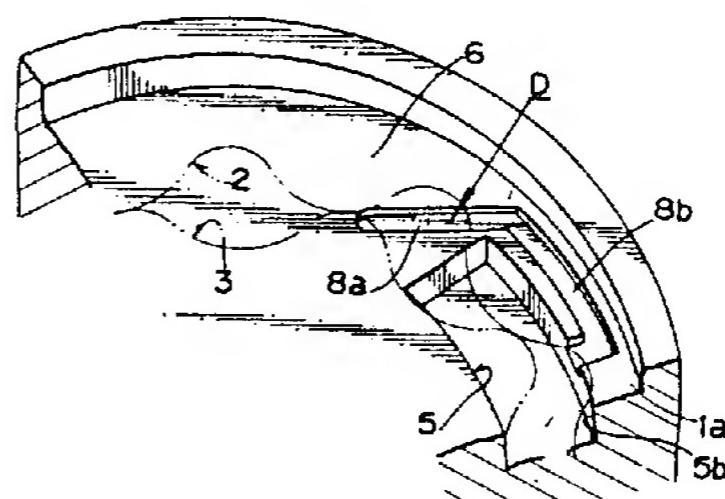
第15図



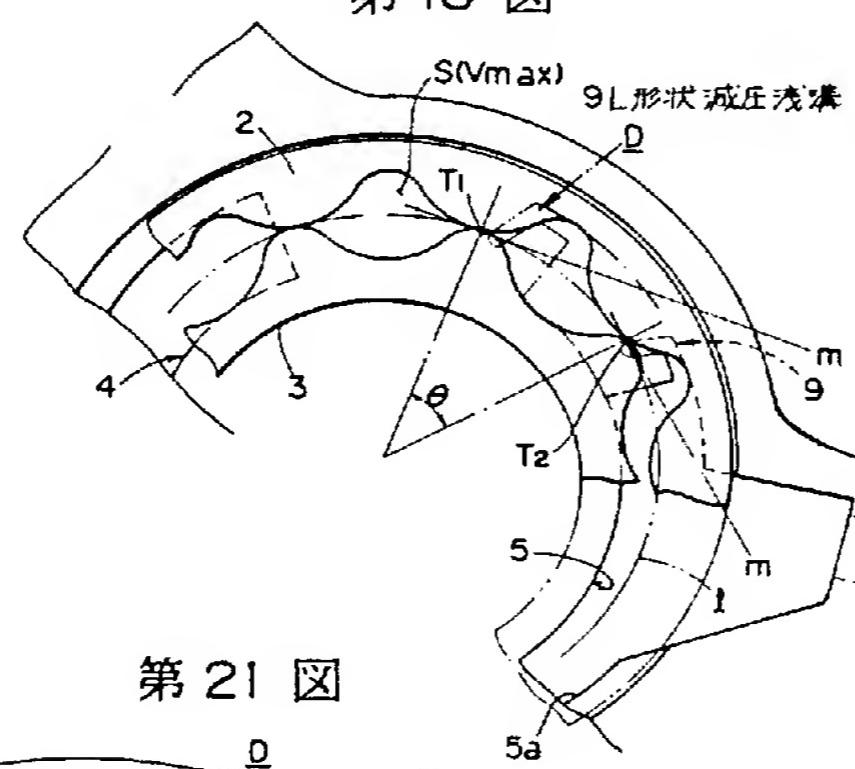
第16図



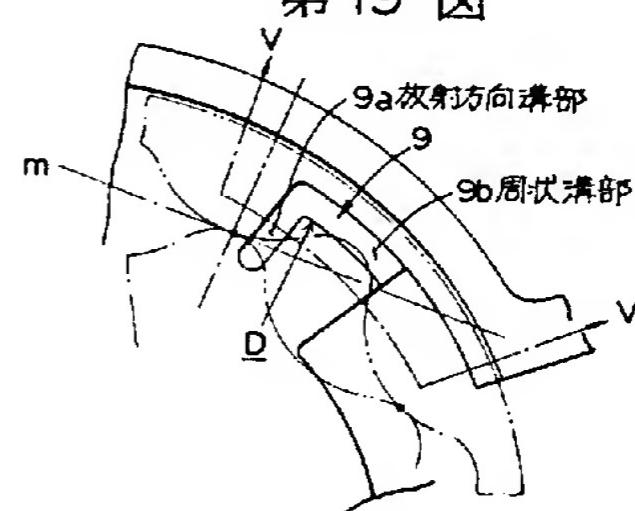
第17図



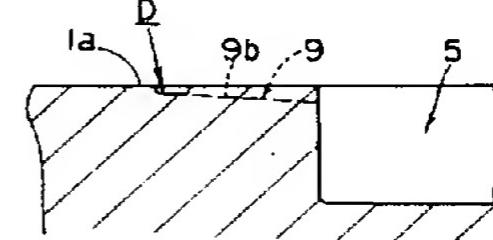
第18図



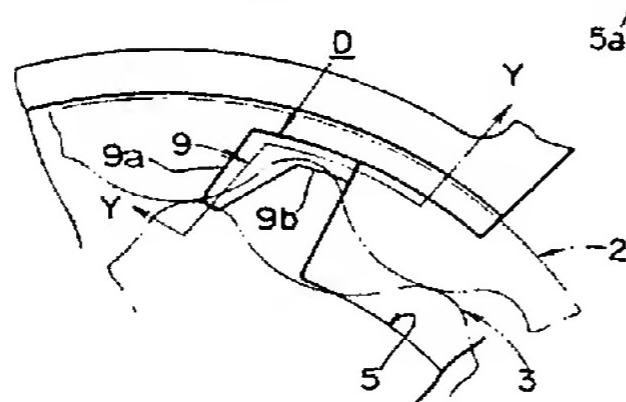
第19図



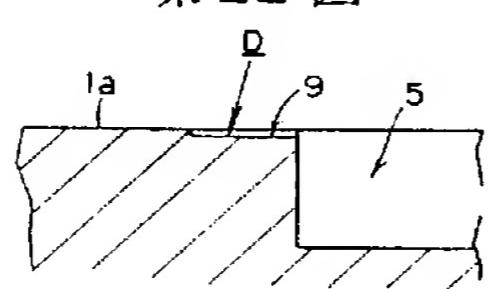
第20図



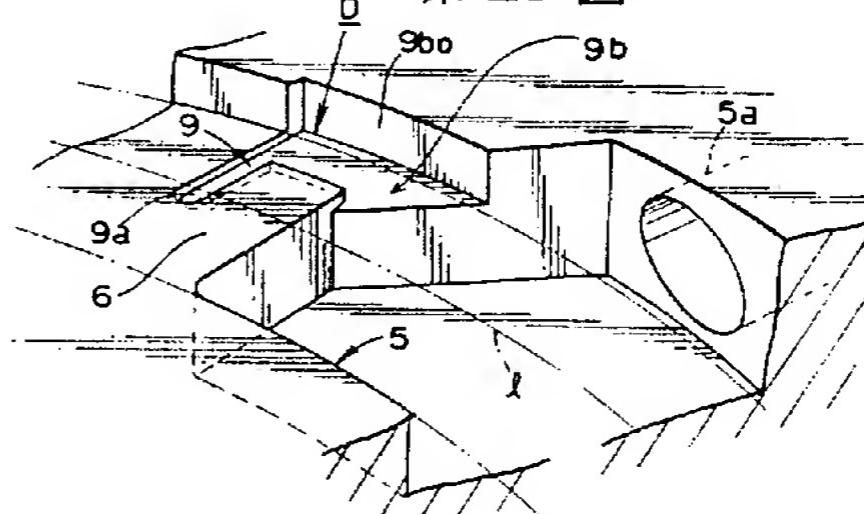
第21図



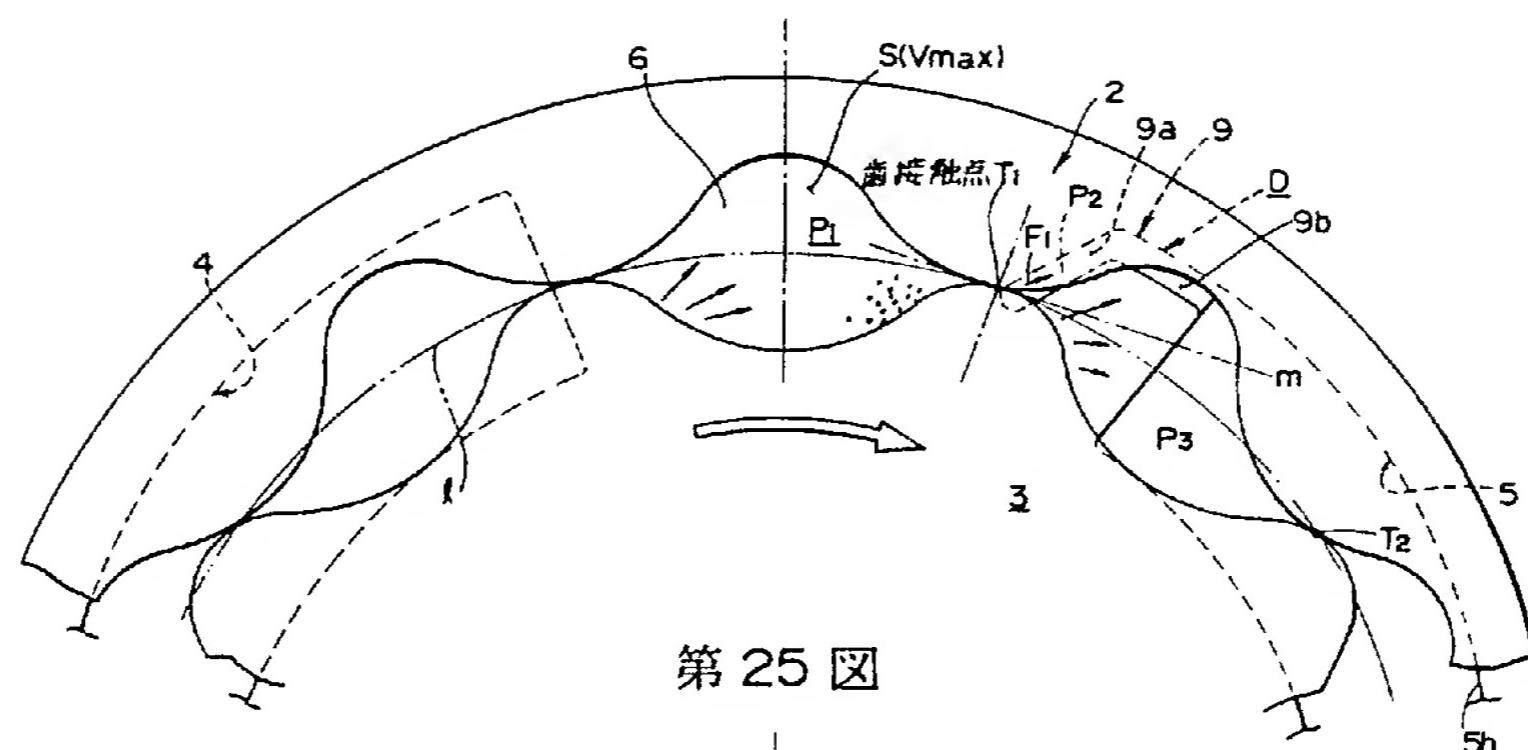
第22図



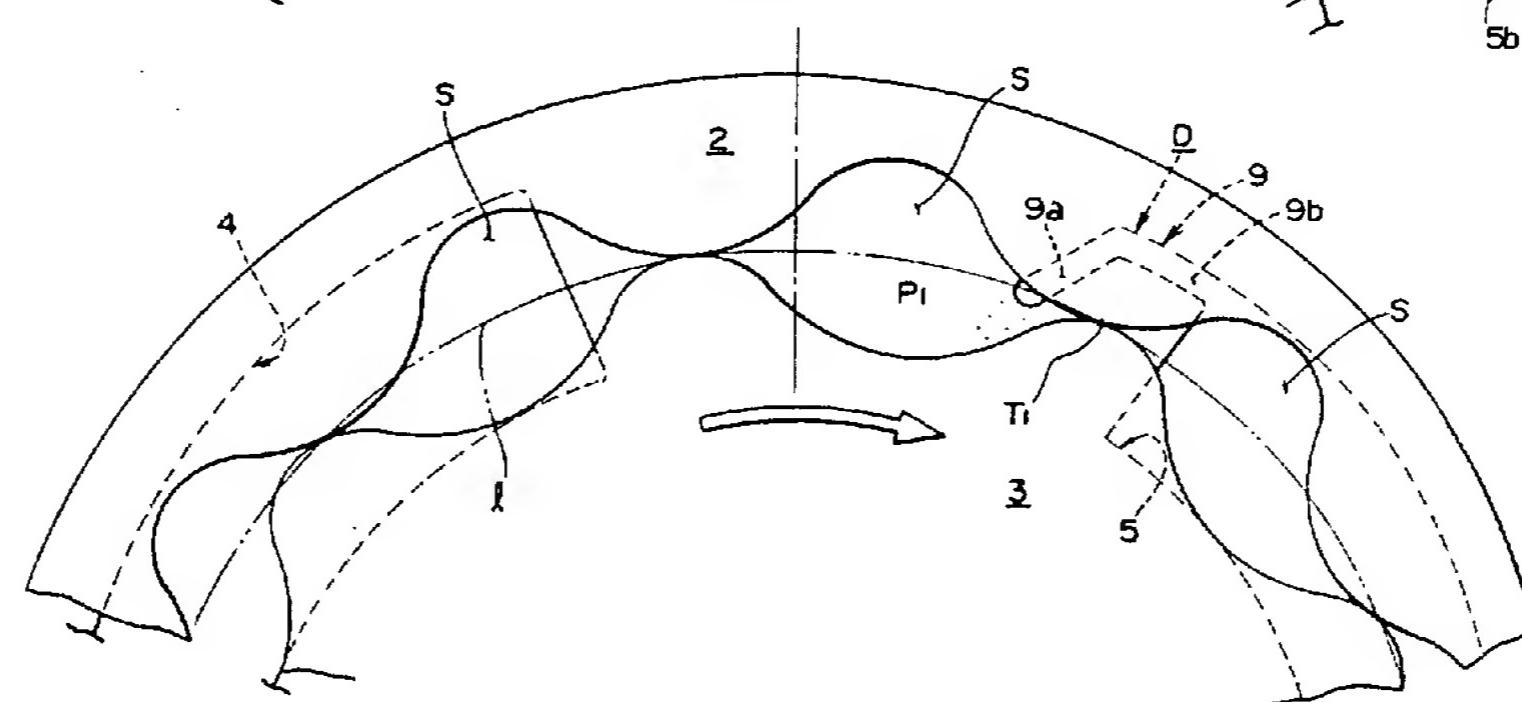
第23図



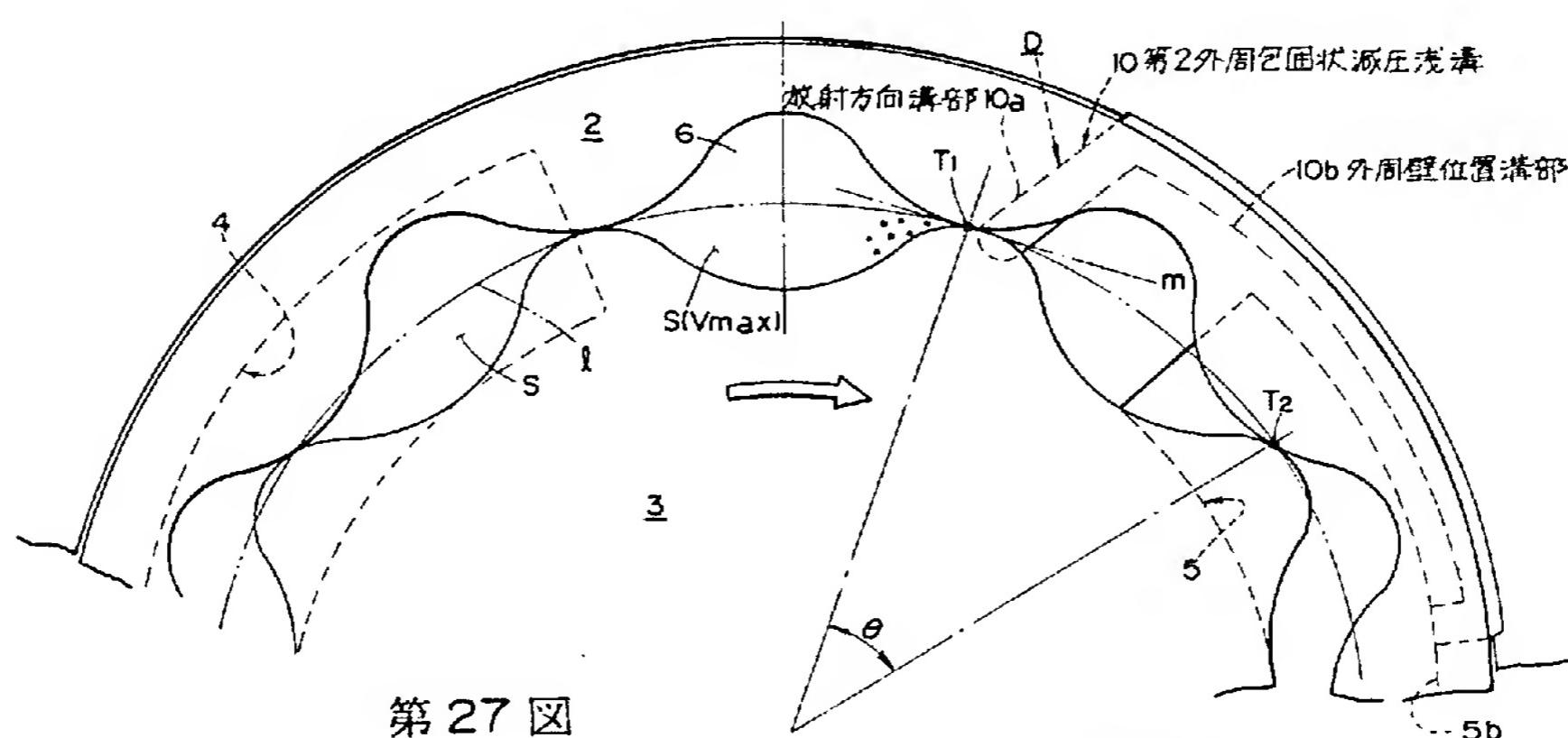
第24図



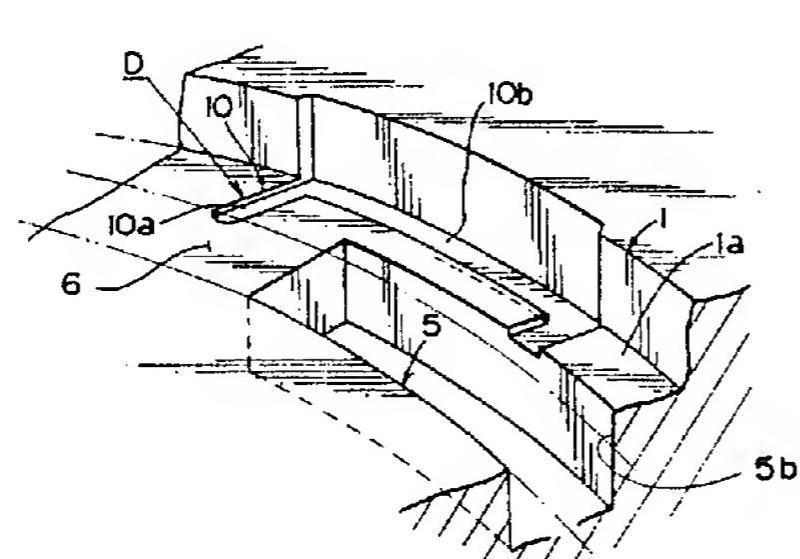
第25図



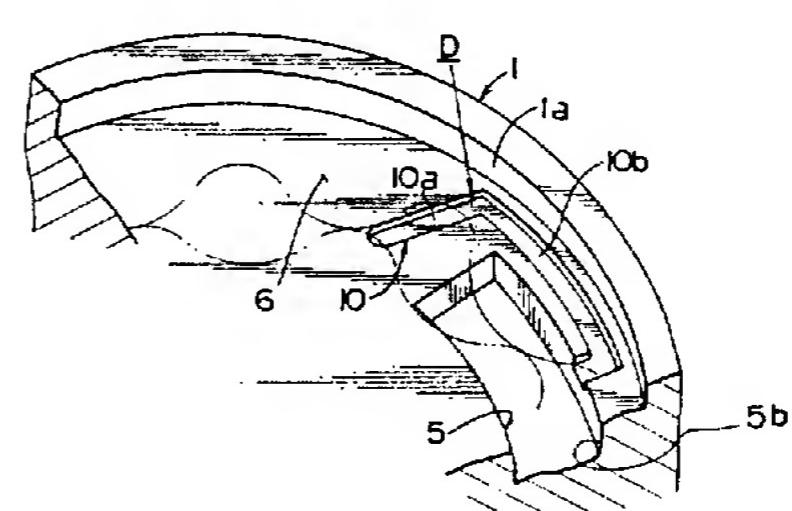
第26図



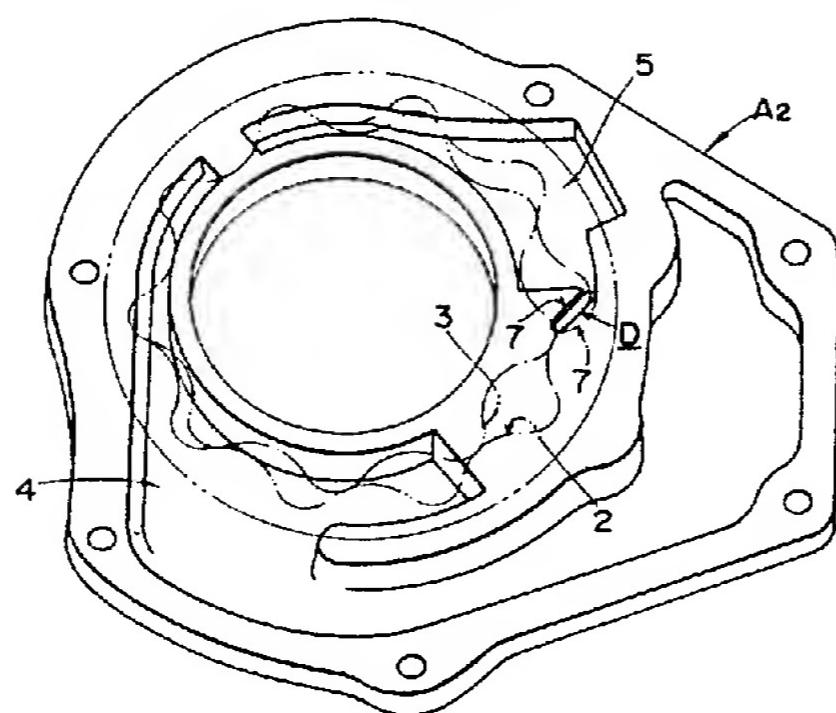
第27図



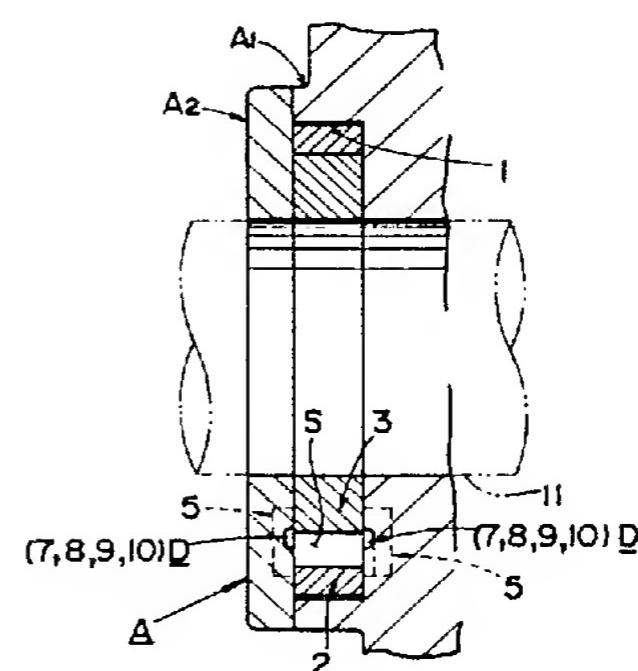
第28図



第29図



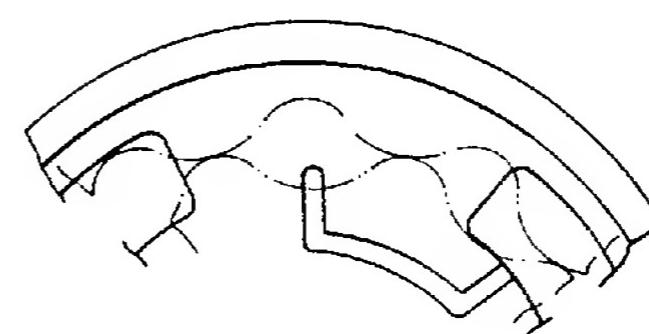
第30図



第31図



第32図



PAT-NO: JP403134279A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 03134279 A

TITLE: TROCHOID OIL PUMP

PUBN-DATE: June 7, 1991

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
------	---------

KOBAYASHI, SHIGEMI	
--------------------	--

EBII, NAOKI	
-------------	--

NOMURA, MASAMI	
----------------	--

TOMARU, NOBORU	
----------------	--

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
------	---------

HONDA MOTOR CO LTD	N/A
--------------------	-----

KK YAMADA SEISAKUSHO	N/A
----------------------	-----

APPL-NO: JP01271489

APPL-DATE: October 20, 1989

INT-CL (IPC): F04C002/10 , F04C002/10

US-CL-CURRENT: 418/15 , 418/171

ABSTRACT:

PURPOSE: To prevent generation of cavitation by providing the point end of a pressure reducing shallow groove from a delivery side to a suction port side on an intermeshing pitch line and the rear end of the groove in an outer position from the intermeshing pitch line and possible to communicate with a delivery port.

CONSTITUTION: The point end of a pressure reducing shallow groove D from a delivery port 5 to a side of a suction port 4 is provided almost on an intermeshing pitch line 1 with the rear end of the groove D provided in an outer position from the line 1 and possible to communicate with the delivery port 5. When a trochoid oil pump is driven, oil, even placed in a position of maximum volume Vmax in a space

part S between outer and inner rotors 2, 3, is pressed to a base part side of the pressure reducing shallow groove D by rotating the inner rotor 3, and a pressure of reverse flow pressure-reduced oil from the delivery port 5 is further decreased to perform action so that cavitation gradually disappears. Thus by suppressing generation of the cavitation to prevent erosion, the improvement of durability and the prevention of generation of noise can be contrived.

COPYRIGHT: (C)1991,JPO&Japio